

ESTUDIO DEL FENÓMENO DE INTERACCIÓN ROTOR ESTATOR (RSI) EN UNA BOMBA RADIAL, TRABAJANDO FUERA DE LAS CONDICIONES DE DISEÑO ÓPTIMO

M. Coussirat^a, A. Fontanals^b, L. Panella^a and A. Guardo^b

^aGrupo LAMA- Universidad Tecnológica Nacional-Facultad Regional Mendoza, Rodriguez 273, 5500 Mendoza, Argentina, miguel.coussirat@frm.utn.edu.ar

Palabras Clave: bombas, turbulencia, métodos numéricos, interacción rotor-estator.

Resumen. El flujo en el interior de bombas radiales de altas prestaciones es difícil de describir, (geometría compleja y variable, flujo turbulento y no estacionario). La geometría compleja implica partes tanto móviles (rotor) como fijas (estator) con álabes, separadas por un huelgo pequeño que minimiza dimensiones de la máquina y que intenta optimizar la energía entregada al flujo. Al girar la máquina, su geometría varía, cambiando las condiciones del flujo en su interior. El flujo abandona el rotor entrando en el estator, llamado también difusor, generando el fenómeno de interacción rotor estator (RSI), de gran influencia en el comportamiento de la máquina, especialmente cuando ésta opera a caudales diferentes a los de condiciones de diseño óptimo. En este caso al operar fuera de condiciones de diseño, la complejidad del flujo se incrementa por aumentos de gradientes adversos de presión sobre la capa límite y/o desprendimientos de capa límite que influyen fuertemente el comportamiento general del flujo.

Ya sea que se trabaje en condiciones de diseño o fuera de diseño, la RSI da lugar a pulsos de presión con frecuencias correlacionadas a las del giro de la máquina, las que también puede producir daños, ya que esas interacciones pueden tener un impacto significativo sobre las características vibratorias (e.g. acoplamiento con frecuencias propias) o acústicas de la máquina. En todos los casos el huelgo entre rotor y estator juega un papel fundamental en la intensidad de estos pulsos.

Es sabido que bajo condiciones de diseño, el estudio de la RSI mediante el uso de simulaciones numéricas (CFD) del tipo estándar, esto es, uso de un esquema numérico basado en la técnica de Reynolds Averaged Navier Stokes equations (RANS) más un modelo de cierre para la turbulencia del tipo Eddy Viscosity Model (EVM) conduce a resultados bastante aceptables, sin comprometer seriamente recursos computacionales (memoria/tiempo de cálculo). Esto es debido a que la RSI es mucho más dependiente de los efectos de variación de la geometría (efecto potencial), que de la turbulencia del flujo, a diferencia de cuando la máquina trabaja fuera de las condiciones de diseño, donde el desprendimiento de capa límite afecta mucho la RSI, siendo en este caso la descripción del flujo más difícil mediante estos modelos.

Para aplicaciones industriales de CFD a bombas que trabajan fuera del punto de diseño, situación cada vez más común, se requiere describir la RSI de una forma más completa. El objetivo de este trabajo es usar modelos de cierre más complejos, del tipo Scale-Adaptive Simulations (SAS), para ver las posibilidades de aplicación al diseño de bombas, ya que las opciones del tipo Large Eddy Simulations (LES) no pueden usarse aún debido a los altos requerimientos computacionales necesarios.

1 INTRODUCCIÓN

Es sabido que las turbomáquinas hidráulicas (TMH) entregan o absorben energía de un fluido cuando éste atraviesa su interior. Los principios que rigen este intercambio de energía responden a los principios de conservación de masa, cantidad de movimiento (en su versión de momento de la cantidad de movimiento) y energía, siendo los dos primeros suficientes para interpretar el patrón del flujo en el interior de TMH. Un inconveniente de orden práctico es la aplicación de estos principios, usados para obtener el patrón del flujo, en casos de geometrías complejas, como es el caso de TMH, ya que en general poseen éstas formas complejas incluyendo la existencia de álabes fijos (estator) y móviles (rotor) en muchos casos. Para el caso de TMH generadoras de energía hidráulica, i.e., turbobombas (entregan energía al fluido), al pasar el fluido desde los álabes del rotor hacia el estator, el flujo es de gran complejidad, debido tanto a la cambiante configuración geométrica de las partes fijas y móviles de la máquina, como al estado de turbulencia del fluido que la está atravesando, generando una serie de efectos que deben ser tenidos en cuenta a la hora de diseñar máquinas de altas prestaciones. Uno de estos efectos es la pulsación de presiones debidas al paso del flujo entre los álabes fijos y móviles de la máquina, llamada interacción rotor-estator (RSI). Históricamente el diseño y cálculo de TMH se ha basado más en la experimentación que en la teoría, ya que los modelos matemáticos clásicos que las representan, aunque completos, son difíciles de resolver debido a esta complejidad de la geometría de la máquina. Actualmente, el requerimiento de TMH con curvas de rendimiento muy suaves con grandes zonas de alto rendimiento y bajo nivel de vibraciones, implica su cuidadoso diseño. El carácter no estacionario y turbulento del flujo da lugar a fenómenos cíclicos de RSI, no siempre claramente interpretados y que conducen al fallo prematuro de la máquina.

Según Dring et al., 1982 y Ardnt et al., 1989, la RSI puede dividirse en dos mecanismos diferentes: a) interacción de flujo potencial (*potential interaction*) debida al cambio de la geometría de la máquina en el proceso no estacionario, y b) interacción de excitación o de la estela (*wake interaction*) que consiste en interferencias producidas por el flujo turbulento entre el impulsor y los álabes directrices que también generan fluctuaciones de presión. El comportamiento del flujo de capa límite (CL) sobre el álabe del rotor, define claramente la estructura de la estela y consecuentemente el desprendimiento de vórtices y de las subsecuentes contribuciones a las fluctuaciones de presión inducidas por este efecto, siendo la naturaleza del flujo turbulenta y no estacionaria. Debido al carácter cada vez más sofisticado de los diseños de TMH, los experimentos son muy costosos y las tendencias actuales en el diseño fluidodinámico implican el uso extensivo de herramientas computacionales aplicada al estudio y diseño de éstas y se tiende a obtener máquinas cada vez más compactas, disminuyendo la relación peso/potencia lo que hace, dependiendo del diseño, que uno de los fenómenos de más recurrente aparición sea la RSI. Un diseño defectuoso de la máquina implica que estas pulsaciones, de cierta frecuencia y amplitud puedan excitar modos de vibraciones propios de la máquina, lo que puede conducir al fallo por fatiga de la misma con consecuencias catastróficas para la TMH o la instalación. Parámetros que afectan estas pulsaciones son: a) la carga de álabes (diferencia de velocidad/presión entre la cara de succión y de presión), b) el huelgo que existe entre el rotor y el estator de la máquina y c) las características del flujo. La carga de álabes, es un factor más decisivo en bombas de bajo número de revoluciones específico, (i.e., bombas radiales o centrífugas, para poco caudal y mucha presión), ya que aumentar el número de revoluciones específico implica un aumento del número de álabes lo que disminuye la magnitud de los pulsos de presión de la RSI (Egusquiza, 2003).

No es fácil utilizar herramientas computacionales (hoy llamadas Dinámica de Fluidos Computacional, CFD, acrónimo inglés) para solucionar la estructura del flujo en el caso de diseño de TMH. Pese a esto, actualmente, el uso juicioso de CFD ayuda a conocer con detalle la estructura del flujo en casos donde aparece la RSI y permite tomar acciones para mitigarla. Una conveniente elección del modelo de turbulencia juega un papel importante para obtener buenos resultados mediante CFD para casos de flujos industriales en geometrías complejas (Coussirat, 2003), o bien en TMH (Fontanals 2012), siendo el uso de CFD un requerimiento habitual en el diseño de TMH, debido a la dificultad y elevado coste de la experimentación necesaria para identificar/caracterizar la RSI.

Un código de CFD ya sea comercial o del tipo "open source" está constituido por algoritmos de integración numérica de las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento (Navier-Stokes con promediados de Reynolds, i.e., ecuaciones RANS), incluyendo un submodelo para la turbulencia, generalmente basado en el concepto de viscosidad turbulenta (EVM) o de alguna otra clase. Esto permite explicitar, a escala de valores medios, los efectos de la turbulencia. La manifestación de estos efectos implica el "cierre" del sistema de ecuaciones mediante un modelo para la turbulencia. Éste se hace, generalmente, a través de ecuaciones de transporte para cantidades turbulentas, dando lugar a modelos de tipo escalar relativamente simples que computan una viscosidad turbulenta isotrópica (Eddy Viscosity Models, EVM) o bien, calculan las componentes del tensor de tensiones turbulentas (Reynolds Stress Models, RSM). Existen opciones más sofisticadas para este "cierre" tales como Large Eddy Simulations, (LES), Detached Eddy Simulations, (DES), formulaciones mixtas DES/LES o similares, o bien sin ningún tipo de "cierre", como cuando se hace Simulación Numérica Directa, (DNS). Debido al alto número de Reynolds de este tipo de problemas, el uso de modelado más sofisticado de la turbulencia no es de aplicación a estudios de diseños de modelos o prototipos industriales, por a su alto costo computacional, en términos de memoria y tiempo de CPU (Coussirat, 2003). Luego, en aplicaciones industriales es casi de uso exclusivo la combinación RANS+EVM y raramente RANS+RSM. En general, la combinación RANS+EVM es la que se viene aplicando habitualmente en el diseño de TMH. Aquí, la elección de un submodelo del tipo EVM apropiado, junto con un correcto tratamiento de la CL no es trivial, dado que ambos juegan un papel importante para la obtención de buenos resultados con CFD.

Como solución intermedia al problema de memoria y requerimientos de CPU, versus calidad de modelado, recientemente han hecho aparición dentro de la línea de modelos turbulentos más sofisticados que los RANS+EVM, pero de posibles aplicaciones industriales, los modelos del tipo de Escalas Adaptativas (SAS), (Menter et al., 2005, Menter et al., 2010). Estos modelos están basados en la introducción de una nueva escala de longitud (von Kàrmàn scale) que detecta efectos no estacionarios, implementado esto dentro del modelo de dos ecuaciones llamado $k-\omega$ (Menter, 1994; Wilcox, 1998), en donde k es la energía cinética turbulenta por unidad de masa y ω es la tasa de disipación específica de energía cinética turbulenta, definido como: $\omega = \varepsilon/k$, siendo ε la disipación de energía cinética turbulenta. Este modelo se compone de sendas ecuaciones de transporte para k y ω , poseyendo cada una de éstas un término de variación local y uno convectivo, igualados a términos de producción, de transporte y de disipación de estas cantidades, lo que constituye la típica ecuación de transporte. La introducción de esta escala se implementa a través de un nuevo término de producción (término SAS), en la ecuación de ω , pudiendo considerarse que ω^2 representa valores medios de vorticidad de los "eddies" (vórtices con alto contenido de k), siendo k

interpretada como la energía cinética del movimiento inducido por esa verticidad (Menter et al., 2010). Luego puede interpretarse la ω como la fluctuación RMS de la vorticidad (enstrophy). Este modelo tiene la estructura de un modelo del tipo EVM (de hecho es un modelo $k-\omega$), pero que permite, al aplicarlo, y mediante la información que esta escala introducida provee, el ajuste dinámico necesario que "resuelve" estructuras del flujo en una simulación tipo RANS no estacionaria (URANS), ya que en situaciones en donde se detecta que el flujo está en condiciones de volverse no estacionario, el término SAS incrementa el valor de la ω . Como consecuencia de esto, k y la viscosidad turbulenta, μ_t se reducen, reduciendo así los efectos de disipación de μ_t sobre las fluctuaciones de grandes escalas (comparables a elementos de la geometría donde se calcula el flujo). De esta forma se promueve el cambio en las ecuaciones de cantidad de movimiento desde un estado estacionario a uno no estacionario. Esto resulta en un comportamiento similar a LES, pero sin los costos computacionales de aquel. Al mismo tiempo este modelo provee las capacidades normales de un modelado RANS para regiones del flujo estable sin fluctuaciones en el patrón del flujo, ya que el término SAS no se activa. Esta modificación introducida en un modelo del tipo RANS lo asemeja a un modelo del tipo DES pero con menores costos computacionales ya que siempre se está resolviendo un modelo turbulento del tipo RANS+EVM con la ventaja del ahorro de CPU. Con SAS también se evita la desventaja de los modelos tipo EVM de que cuando hay regiones con mallas de cálculo más finas, en donde comienzan a aparecer efectos transitorios de gran escala, el término de producción de energía cinética se incrementa, incrementando la μ_t , con el consecuente amortiguamiento de la inestabilidad que daría lugar al efecto no estacionario, y que al amortiguarse no se produce generando una "suavización" de la solución, lo que es un efecto no deseado.

Las limitaciones actuales de los códigos CFD, pese a todos estos avances, provienen de su generalidad y es por ello que la obtención de resultados creíbles mediante su uso implica un trabajo de validación y calibrado importante. Luego, el principal objetivo de este trabajo, es poder definir condiciones adecuadas de modelado detallado del flujo en el interior de TMH mediante CFD para estudiar en detalle la RSI, lo que permitirá la optimización de diseños.

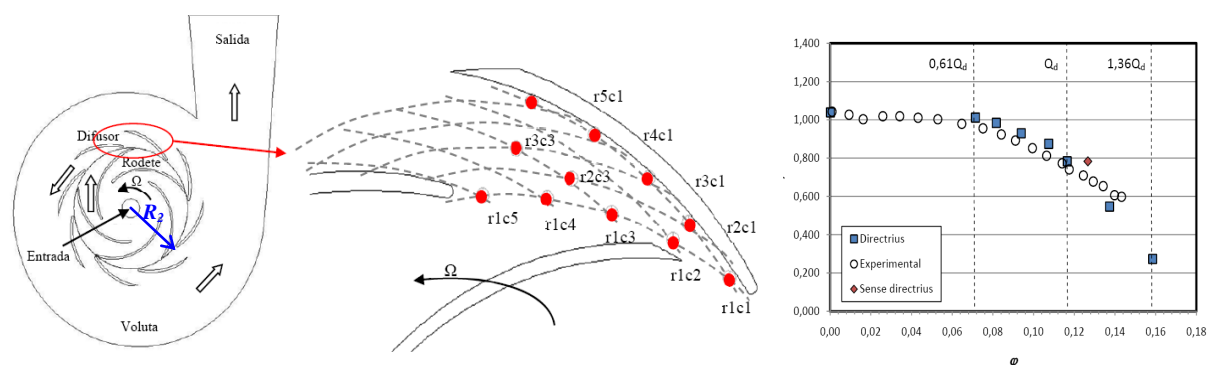


Figura 1. Izq.: Estructura general de la bomba simulada. Centro: puntos de medida de la fluctuación de presión en su difusor. Der.: Curvas características experimentales adimensionalizadas con resultados obtenidos mediante CFD (cuadrados llenos) en el presente trabajo. **Nomenclatura:** $r1c1, r1c3, r2c3, r3c3$ puntos de medida presiones; r radio y c cuerda dentro del canal difusor; Directrius: valores CFD de (ϕ, ψ) con RSI; Experimentales: valores exp. de (ϕ, ψ) con RSI; Sense directrius: valores CFD (ϕ, ψ) sin RSI. Variables ϕ y ψ definidas en el texto que cita la Figura 1; $0,10 < Q_d < 0,12$: condición de trabajo en diseño óptimo (máximo rendimiento). Adaptado de Tsukamoto et al., 1995.

Un objetivo de este trabajo es generar la capacidad de definir estrategias para posibles mejoras en el diseño de TMH radiales, optimizando diseños ya normalizados o bien obteniendo diseños innovadores mediante CFD. Debido a la dificultad de realizar medidas experimentales en el interior del rotor, es interesante poder caracterizar mediante CFD los detalles del flujo cuando la máquina trabaja en condiciones fuera del punto de diseño. La observación mediante CFD de posibles correlaciones entre geometría, las características del flujo y las fluctuaciones de presión serán útiles para comprender mejor las características del funcionamiento de la máquina en estas condiciones. Por esto, en el presente trabajo se continúa en la línea de trabajos previos, orientados al diseño de bombas rotodinámicas (Guardo et al, 2013, Coussirat et al., 2012), en donde se hizo un estudio numérico de una bomba centrífuga con difusor, con un rotor de alta carga de álabes (Figura 1), mediante un código comercial de CFD, (Ansys-Fluent, 2013) obteniendo resultados considerados como prometedores para la máquina trabajando bajo condiciones de diseño, demostrando así que la opción RANS+EVM utilizada criteriosamente a partir de cuidadosos estudios de sensibilidad de diferentes parámetros (malla, coeficientes de ajuste, etc.), es adecuada sobre todo cuando se estudian TMH trabajando bajo condición de diseño óptimo. En este trabajo se extiende el análisis al estudio CFD de la máquina a casos en donde ésta trabaja en condiciones fuera de diseño, mediante un modelado del tipo RANS+EVM inicialmente. Paralelamente se comienza a explorar el modelado turbulento en condiciones de diseño mediante un modelo SAS desarrollado por Menter et al., 2010, determinando las fluctuaciones de presión y sus frecuencias características debidas al efecto de RSI, haciendo un análisis similar al realizado mediante RANS+EVM. Se comparan los resultados numéricos obtenidos con SAS con los experimentos de Tsukamoto et al., 1995 y contra resultados numéricos ya obtenidos en trabajos previos (Coussirat et al., 2012, Guardo et al., 2013). Se intenta así ver cuales son los límites de RANS+EVM, debido a la inaplicabilidad de otras opciones más sofisticadas de modelado turbulento, opciones tales como DES, LES y DNS, más eficientes en cuanto a la aproximación ofrecida, pero muy caras por su alto costo computacional. Se intenta luego, sólo la opción SAS como alternativa de mejora de resultados obtenidos mediante RANS+EVM, que es la aplicación de uso corriente para resolver problemas del tipo industrial, ya que la opción RSM, más sofisticada pero aún asequible para este tipo de problemas, pese a un mayor costo en términos de tiempos de CPU y memoria, no mejora mucho los resultados obtenidos con EVM.

Los resultados RANS+EVM obtenidos para las condiciones fuera de diseño, que no pueden validarse por falta de datos experimentales, sirvieron para observar los patrones de flujo en la bomba a efectos de ganar en conocimientos de cómo se comporta el flujo en su interior para distintas condiciones de trabajo en puntos distintos a los de diseño. A partir de los resultados prometedores obtenidos con SAS bajo condiciones de diseño, se aplicará este modelo para condiciones de trabajo fuera de diseño, lo que será objeto de futuros trabajos.

2 MODELADO NUMÉRICO BOMBA EN CONDICIONES DE DISEÑO

Las bombas se diseñan para unas condiciones concretas de caudal y energía entregada al fluido, definida esta última variable en términos de diferencia de presión entre la entrada y salida de la bomba (llamada también altura manométrica, H_m). Esto implica la construcción de series de bombas semejantes para cumplir con distintos requerimientos, tanto de caudal como energía demandadas, y con un desempeño eficiente de la máquina. La zona de trabajo óptimo de las máquinas centrífugas es bastante estrecha, comprendiendo una zona de $\pm 15\%$ del caudal de trabajo óptimo, en donde el rendimiento es máximo. Fuera de este rango de caudales el rendimiento decae en forma abrupta. Es una tendencia moderna el tratar de

ampliar este rango de trabajo y la CFD puede desempeñar un papel importante al permitir una visualización del flujo, siempre que se pueda dar una mínima garantía de que la simulación mediante CFD recoge los efectos fluidodinámicos adecuadamente. El generar un diseño adecuado es crucial, ya que de no obtenerse un buen diseño, no solamente puede haber una pérdida de eficiencia, sino también pueden existir daños en la máquina producto de la magnificación de los pulsos de presiones (RSI) impuestos por las condiciones de trabajo fuera del punto de diseño o bien la aparición de cavitación.

Para cumplir con los objetivos del trabajo, el primer paso es buscar bases de datos experimentales bien documentadas, ya que realizar medidas experimentales demanda unos recursos económicos muy importantes. A partir de esta búsqueda, la bomba seleccionada consta de una etapa, un difusor y voluta, y corresponde a los datos experimentales de Tsukamoto et al., 1995. La bomba es una bomba de baja velocidad específica, $n_q = 53$ [rpm \times (m³/s)^{0.5} \times m^{0.75}]. El rotor consta de cinco álabes, $Z_b = 5$ y el difusor de ocho directrices, $Z_v = 8$. La curva de funcionamiento de la bomba en términos de coeficientes no-dimensionales puede verse en la (Figura 1). Estos autores presentan los resultados experimentales de la curva de funcionamiento, en términos de un coeficiente de presión $\psi = (2gH_m) \times (U_2^2)^{-1}$ en función del coeficiente de caudal, $\phi = (Q) \times (2\pi b_2 R_2 U_2)^{-1}$. Donde H_m es la altura manométrica que entrega la bomba, U_2 la velocidad periférica, b_2 es el ancho del rotor y R_2 el radio, todas estas variables medidas en la salida el rotor (subíndice 2).

Para condiciones de diseño, se ha realizado una simulación CFD de la bomba en condiciones no estacionarias, utilizando una formulación implícita de la velocidad y un “solver” basado en la presión, utilizando un algoritmo SIMPLE para el acoplamiento de la presión y velocidad, y un esquema de discretización de segundo orden. El máximo número de iteraciones para cada salto de tiempo se ha fijado en 40, con el objetivo de poder conseguir que los residuos numéricos sean inferiores a 10^{-5} en cada paso de tiempo. Los estudios para el análisis de sensibilidad de malla y tratamiento de parad ya se discutieron en Guardo et al, 2013 y Coussirat et al., 2012.

Se definió así una malla de cálculo del tipo no estructurada, consistente en dos subdominios: uno móvil del tipo “sliding-mesh” (malla deslizante) para el rotor y otro fijo para el estator, ambos necesarias para la simular una configuración geométrica no estacionaria (ver detalles en Ansys-Fluent, 2013). Esto condujo a una malla de 3×10^5 celdas con un rango de y^+ de $20 < y^+ < 200$ (ver mas detalles en tabla 1, Guardo et al, 2013). La capa límite alrededor de los álabes del rotor y del difusor, y las paredes de la voluta se modeló utilizando funciones de pared (WF), en donde se contempla o bien la subcapa laminar, o bien la capa logarítmica de la capa límite. Se aplicó la condición de no deslizamiento en la pared de los álabes del rotor en un sistema de referencia móvil, y del difusor, así como en las paredes de la carcasa, ambos en un sistema de referencia fijo. A la entrada y la salida de la bomba se fijó una presión constante que se corresponde con las condiciones de diseño obtenidas de la curva (ψ , ϕ) de la Figura 1. Algunos autores (e.g., González et al., 2002) sugieren fijar un caudal a la entrada, lo que proporciona mejor estabilidad y convergencia de los resultados numéricos, aunque no es físicamente correcto para cálculos no estacionarios y en particular para el análisis del RSI. La velocidad de giro del rotor es $n = 2066$ rpm. La interface entre el rotor y el estator se ha simulado mediante una malla deslizante, en la cual, la posición relativa entre el rotor y el estator es actualizada en cada paso de tiempo. El paso de tiempo t utilizado corresponde a un giro del rotor de un grado.

En los trabajos de [Guardo et al, 2013](#) y [Coussirat et al., 2012](#) uno de los objetivos fue determinar la habilidad de diferentes modelos de turbulencia en predecir las fluctuaciones de presión con sus frecuencias características en el difusor, conforme a los resultados experimentales de [Tsukamoto et al., 1995](#). Los modelos de turbulencia utilizados en estos trabajos fueron del tipo Eddy Viscosity Models (EVM) de una ecuación (Spalart and Allmaras, 1994) y dos ecuaciones (Standard $k-\varepsilon$, Launder and Spalding, 1972; Realizable (r) $k-\varepsilon$, [Shi et al., 1995](#); Renormalization Group (RNG) $k-\varepsilon$, [Yakhot and Orszag, 1986](#); Standard $k-\omega$, [Wilcox, 1998](#); Shear Stress Transport SST $k-\omega$, [Menter 1994](#)) y del tipo tensorial (Reynolds Stress Models, RSM, [Launder et al., 1975](#)). Una descripción bastante completa de estos modelos de turbulencia puede también verse en [Coussirat 2003](#). En este trabajo se utilizó el modelo SAS a efectos de comparar su comportamiento respecto de los resultados ya obtenidos con RANS+EVM y RANS+RSM en los trabajos ya citados.

Se presentan resumidamente alguno de los resultados obtenidos para las condiciones de trabajo, verificando el caudal Q (ϕ), a partir de la H_m (ψ) utilizada como condición de borde, obtenida de la curva en [Figura 1](#), pudiendo apreciarse en la misma curva que los valores CFD obtenidos sobrepredicen ligeramente los valores de ψ para el correspondiente caudal. Estas sobrepredicciones fueron similares para todos los modelos de turbulencia estudiados, lo que demuestra que, en principio CFD ya es útil para predecir el comportamiento "medio" de la máquina. El segundo paso es el análisis de detalle de los procesos transitorios en el interior de la bomba. En la [Figura 2](#), se muestran resultados obtenidos para presión no estacionaria unidimensional, definida como: $\Delta\psi = (2p') \times (\rho U_2^2)^{-1}$, frente al tiempo adimensional, t^* , $t^* = t \times (t_{ciclo})^{-1}$, en el punto $r/c1$ del pasaje del difusor de la [Figura 1](#), siendo definida la presión como: $p' = \langle p - p_s \rangle$ mediante un promediado ("ensamble averaging") de la fluctuación de la presión, referida a la p_s , presión media de salida del rotor y siendo definido el t_{ciclo} como el tiempo transcurrido entre dos interacciones sucesivas de los álabes del rotor frente a uno del estator, (una discusión de estos resultados obtenidos con mucho detalle para todos los puntos puede verse en [Fontanals 2012](#) y [Guardo 2013](#)). Los resultados obtenidos mostraron que los modelos turbulentos S-A, realizable $k-\varepsilon$ (r- $k-\varepsilon$), SST $k-\omega$ y RSM presentan los mejores ajustes con los valores experimentales y también se muestran los resultados de las comparativas de funciones de pared (WF) vs. opciones más sofisticadas para el tratamiento de la turbulencia en la pared (Two Layer Modeling, TLM).

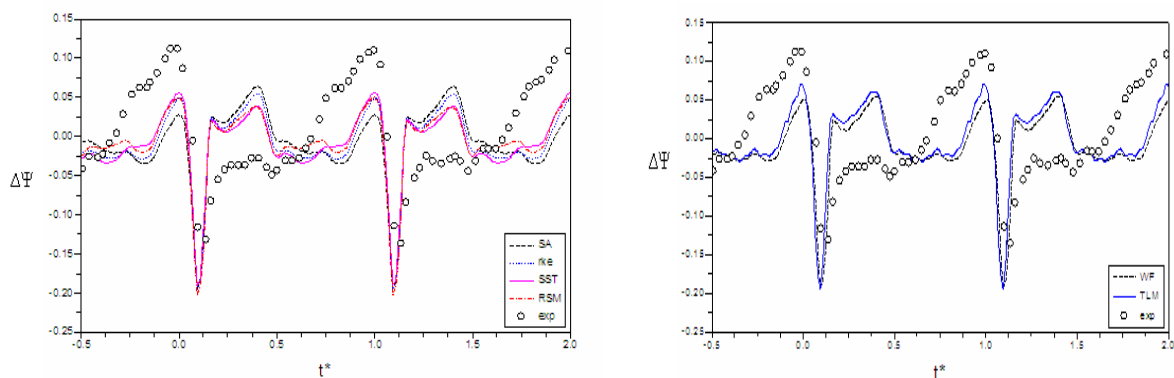


Figura 2. Izq.: Valores de $\Delta\psi$, en el punto $r/c1$, para diferentes modelos de turbulencia y WF, Der.: Valor de $\Delta\psi$ en $r/c1$. Comparativa del tratamiento de pared. r- $k-\varepsilon$, según [Guardo et al, 2013](#).

Cuando se analizan los efectos del tratamiento de la capa límite (CL) en los resultados de $\Delta\Psi$, se puede observar que las funciones de pared, WF, tienen la capacidad de reproducir adecuadamente las fluctuaciones de presión debidas al RSI, mientras que el tratamiento de pared de dos capas, TLM, no conduce a una mejora apreciable de los resultados (ver [Figura 2](#)). Esto puede ser debido a que los puntos estudiados en el canal del difusor están alejados de las paredes y aunque de forma limitada no están afectados por los efectos de la CL. Este aspecto es importante de detallar porque el uso de WF implica un compromiso entre tamaño de malla y fidelidad de la simulación/definición de la condiciones de borde necesarias para poder resolver numéricamente el problema. Las WF presuponen o bien una ley de pared $u^+ = y^+$, para $1 < y^+ < 10$, o bien una ley de tipo logarítmica para $10 < y^+ < 200$ (e.g. ver [White, 2004](#)), obtenidas a partir de estudios de capas límites en donde no hay gradientes de presiones adversos, y en donde la tensión (viscosa+turbulenta) en zonas cercanas a la pared tiene un valor máximo y puede considerarse constante.

Esta suposición es “fuerte” para el caso de canales divergentes en donde los gradientes de presiones son adversos ($\partial p / \partial x_i > 0$), aunque sigue existiendo una estructura de CL aunque “perturbada”. Luego, existe la posibilidad de usar funciones de pared en donde se incorporan los efectos de $\partial p / \partial x_i > 0$, lo que mejora la aproximación, sin dejar de ser una aproximación. Distinto es el caso cuando la máquina trabaja en condiciones fuera de diseño. En este caso la CL es perturbada fuertemente, distorsionándose completamente en su estructura, debido a fenómenos de flujo reverso y separación. Esto se agrava debido a la curvatura de las líneas de corriente existentes en el flujo, impuestas éstas por la forma compleja de la geometría de los vanos entre álabes y el cambio de sistema de referencia (de móvil a fijo) al pasar desde el rotor al estator. Este problema impone condiciones “fuertes” que implican aproximaciones numéricas más sofisticadas para poder capturar este comportamiento complejo del flujo, lo que implica crecimientos “explosivos” de la densidad de la malla. Estos requerimientos deben conciliarse con las posibilidades limitadas de potencia de cálculo disponibles en el caso de simulación de flujos industriales y de allí es que deben tratar de buscarse soluciones de compromiso que permitan simulaciones adecuadas y a la vez factibles. Este requerimiento implica descartar de plano las opciones del tipo LES o incluso las DES (ver más detalles en [Coussirat, 2003](#)), convirtiendo la opción SAS en una interesante alternativa a explorar. Resultados obtenidos mediante SAS para las mismas condiciones que con EVM o RSM ya obtenidas en los trabajos reseñados se muestran en la [Figura 3](#).

Se hizo un modelado utilizando SAS, primero sin tener en cuenta la corrección por curvatura de líneas de corriente y luego teniendo en cuenta este efecto, (ver detalles en [Coussirat, 2003](#) y en [Ansys-Fluent, 2013](#)) de manera similar a la que se hizo en el modelo de S-A en el trabajo anterior. Los resultados muestran que el modelo SAS aproxima mucho mejor que los EVM/RSM, los picos de presión máxima, aunque se siguen prediciendo por exceso los valores mínimos para la presión. También la pendiente de la curva cuando se tiende al máximo de la presión tiene mejores ajustes. Esto indica una mejora de la predicción del efecto potencial, mientras que no se mejora tanto los efectos relacionados con el efecto de la estela, como era de esperarse ya que la estructura del flujo en esas zonas es mucho más compleja que en el centro del vano por ejemplo (más dependiente del efecto potencial).

Esta mejora de los resultados de la presión respecto de las opciones EVM/RSM, pese a que este modelado SAS se considera aún como preliminar, ya que se han usado los coeficientes del modelo sin ningún estudio de sensibilidad; es prometedor ya que el hecho de tener mejores resultados en condiciones de diseño implicaría una mejora en los resultados

fuera de diseño. Las comparaciones de modelos del tipo EVM/RSM y SAS en condiciones fuera de diseño, en términos de comparativa de resultados CFD contra experimentos pero para campos de velocidades no puede hacerse con los datos de Tsukamoto por no poseer datos experimentales de velocidades. Luego, es necesaria una búsqueda de bases de datos más actuales en donde se proporcione tanto la geometría de la máquina como los campos de velocidades.

A partir de los resultados CFD obtenidos, oportunamente se analizó el comportamiento del flujo en el interior de la máquina cuando ésta trabaja en el punto de diseño. Algunos detalles de este análisis se proporcionan a continuación. Puede verse que en el punto $r/c1$, situado en la cara de succión cerca del borde de entrada de la directriz del difusor (Figura 1), el máximo valor de la fluctuación de presión se produce en el instante en que el borde de salida del álabe del rotor, está más cerca del borde de entrada del álabe directriz del difusor y es debido al efecto de la interacción potencial. Todos los puntos situados en la línea $c1$ dentro el difusor, muestran el pico de presión al mismo tiempo, relacionados fuertemente con el efecto potencial (no mostrados, ver más detalles en Guardo et al., 2013 y Coussirat et al., 2012).

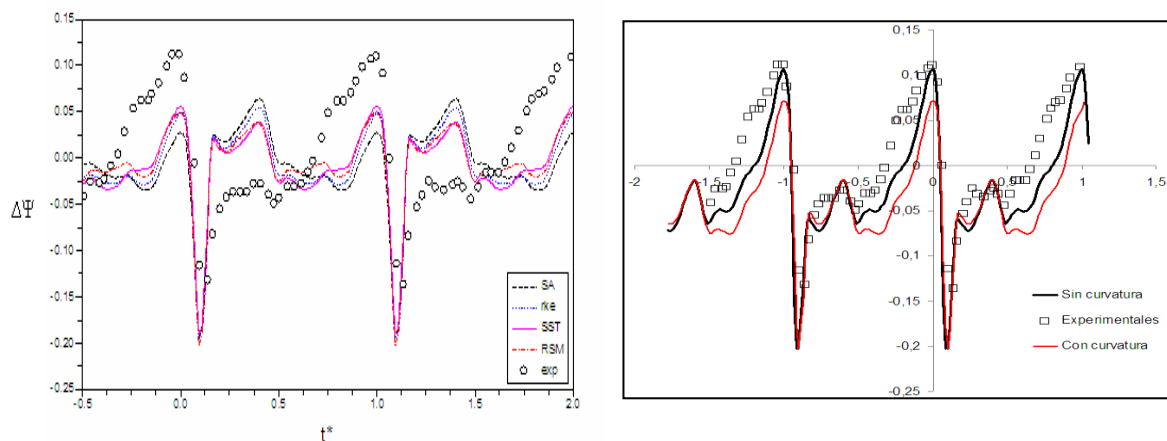


Figura 3. Izq.: Valores de $\Delta\Psi$, en el punto $r/c1$, para diferentes modelos de turbulencia y WF (ref. Figura 2), Der.: Valor de $\Delta\Psi$ en $r/c1$ modelo SAS y WF. En ambas gráficas los ejes tienen las mismas variables.

Se verificó que, en condiciones de diseño la interacción potencial es dominante frente a la estela. Se observó un pico de presión a la entrada, que va disminuyendo cuando el flujo avanza en el difusor. El valor mínimo de la fluctuación de presión es debido al efecto del paso de la estela del álabe del rotor y muestra un gran retardo de tiempo cuando aumenta el radio en el difusor. Es de interés analizar el flujo que se obtiene a partir de la distribución de presiones debido a la RSI.

Como ya se señaló, lamentablemente, el trabajo de Tsukamoto, pese a que da buenos detalles de la geometría de la máquina sólo presenta datos de presiones. Existe un creciente número de autores que presentan medidas detalladas de campos de velocidades obtenidas mediante Laser Doppler Velocimeters (LDV), pero no dan datos suficientes para generar la geometría de la máquina, (e.g. Pedersen et al., 2003, Feng et al., 2011). En el caso de Pedersen sólo se indica que es una bomba radial sin difusor, mientras que el caso de Feng sí posee difusor, pero tampoco da detalles de la geometría. Luego, las comparaciones de campos de velocidades entre los valores obtenidos en este trabajo y la de esos autores sólo pueden ser

cualitativas, y búsquedas de bases de datos actualizadas se hacen imprescindibles. Esta comparación, aunque cualitativa permite ver si la simulación CFD captura fenómenos de típica aparición en bombas, que los experimentos muestran claramente y también predichas por la teoría. En la [Figura 4](#) se muestran comparaciones cualitativas entre los campos de velocidades obtenidos mediante CFD y los experimentos. Puede verse que el típico efecto potencial de circulación que se produce en el vano entre álabes es capturado. Las capas límites son relativamente delgadas y el flujo en general está bien conducido, no presentando flujo reverso. El primer tercio en la capa límite (CL) de la cara de succión del álabe, avanzando desde el centro de la máquina, es la que presenta gradientes de velocidades más significativos y con menos espesor, como es de esperarse, según la teoría clásica de diseño de bombas y las numerosas observaciones experimentales que discuten este efecto. Se puede apreciar que el campo de velocidades relativas en el rotor, sigue la curvatura del álabe en la cara de succión y también a lo ancho de todo el canal del rotor. Por el contrario puede apreciarse un mayor espesor de la CL en la cara de presión del álabe (cara convexa) e incluso una pequeña zona de flujo reverso. El borde de salida de los álabes del rotor produce una estela que posee zonas con pequeñas velocidades radiales, las que influyen en el flujo de entrada al difusor.

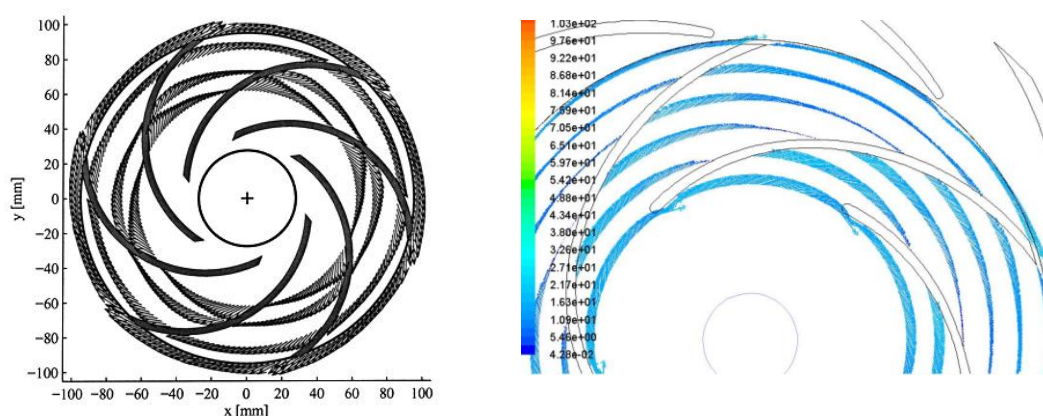


Figura 4: Vectores de velocidad relativa en el rodete (m/s). Izq.: datos experimentales de [Pedersen et al., 2003](#), para el punto de diseño, medidas mediante LDV y PIV. Der.: resultados CFD, modelo **r-k- ϵ** .

La velocidad relativa a la salida del rotor también está afectada por el paso de las directrices por delante del canal de salida del rotor de manera que la componente absoluta de la velocidad a la entrada de las directrices también variará provocando las pulsaciones de presión por efecto de la RSI. La influencia corriente arriba del efecto RSI sobre el campo de velocidades del rotor nada más está limitada a la última parte del rotor, tal como obtuvieron [Akhras et al., 2001](#) y [Feng et al., 2011](#), y no puede apreciarse en los datos de Pedersen, pues la bomba en este caso no tiene difusor ([Figura 4](#)), aunque Feng sí muestra esos efectos. Pese a que las comparaciones del campo de velocidades es sólo cualitativa, el nivel de aproximación que se logra en condiciones de diseño, en términos de buenos ajustes de los valores medios de las presiones, garantiza la posibilidad de la observación del flujo en el interior de la bomba, el cual está fuertemente influenciado por la RSI, pudiéndose proceder al re-diseño de la geometría en función de intentar maximizar rendimientos a partir de las observaciones realizadas relacionadas con la estructura de la CL y sus posibles modificaciones mediante re-diseño de la geometría. Un ejemplo de la compleja fenomenología del flujo se presenta en la [Figura 5](#), en donde puede verse claramente efectos de crecimiento de la CL, gradientes adversos de presión en la voluta que dan lugar a fuertes recirculaciones del flujo y efectos de

RSI. Puede interpretarse a partir de los resultados de la intensidad de turbulencia, I , que detrás del borde de salida (en la cara de presión) de los álabes del rotor, hay valores elevados de I debido a las grandes dimensiones de la CL presente. Luego, la estela del rotor es cortada por la entrada de las directrices del difusor durante el giro del rotor y los segmentos de la estela son transportados corriente abajo a lo largo de la cara de succión de las directrices del difusor incrementándose más aún los valores de I . La capa límite de la cara de succión del difusor está más expuesta a los efectos periódicos del barrido producido por la alta turbulencia transportada por las estelas del rotor, si se compara con la cara de presión, este fenómeno también fue observado por Feng et al., 2011. Como una recomendación, al momento de realizar un mallado de la CL de la cara de succión de las directrices, se tendría que tener en cuenta este efecto. Finalmente, en el corta-aguas de la voluta se produce una zona de recirculación del flujo que sale de las directrices del difusor y esto es debido a que la presión en la voluta o caracol es superior a la que hay en el conducto de salida de la bomba y el flujo en lugar de circular por la voluta se dirige directamente al conducto de salida tal como su puede ver en la Figura 5.

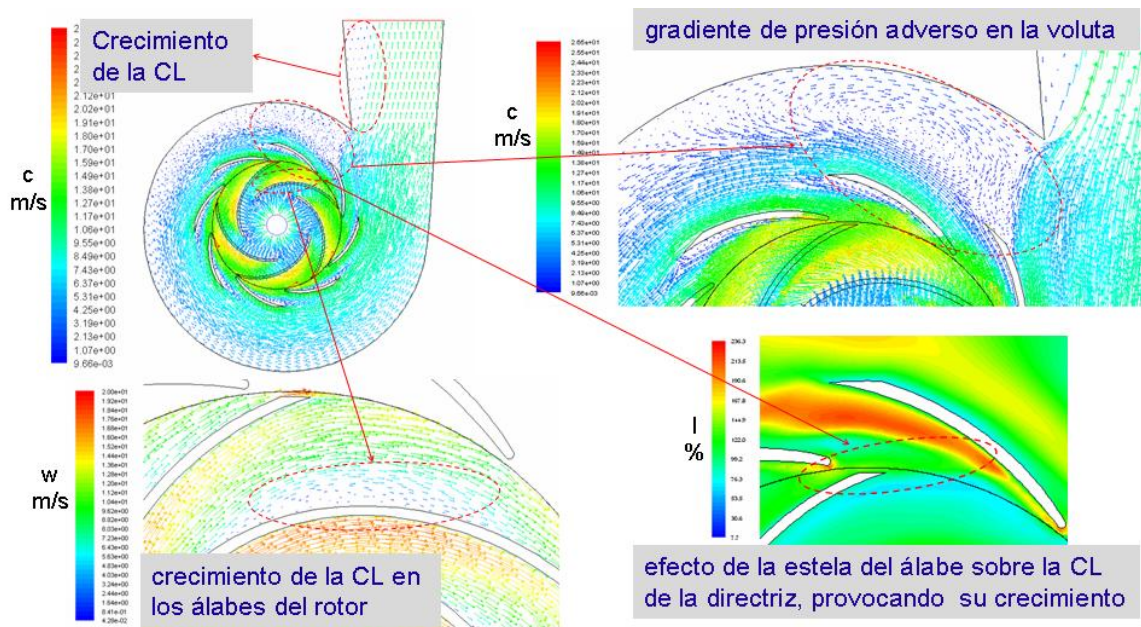


Figura 5: Detalles cualitativos de la fenomenología para la bomba trabajando bajo condiciones de diseño.

Nomenclatura: c : velocidad absoluta, w : velocidad relativa, I : intensidad turbulencia.

En el trabajo de Tsukamoto, se demostró que las medidas de presión pueden referirse a un único vano de la bomba, pese a que se midieron en toda la periferia, pues se comprobó que no existían grandes diferencias entre vanos pese a que puede pensarse que la geometría cambiante de la voluta puede tener fuerte influencia sobre el campo de presiones en los vanos. Al ser el fluido/flujo incompresible, se considera que las ondas de presión viajan instantáneamente en todo el dominio de cálculo. Luego los efectos potenciales de la RSI se sienten "instantáneamente" en toda la máquina. La descomposición de la RSI en dos efectos: a) potencial, fuertemente dependiente de la variación entre vanos fijos y móviles de la geometría y b) capas límites/estela, dependientes del estado de turbulencia del flujo, e.g., ver Dring, Joslyn et al., 1982 y Arndt, Acosta et al., 1989; muestran que es posible caracterizar el efecto de la turbulencia, de cara al interés en su simulación mediante CFD si se pueden separar tales efectos. Referencias acerca del estudio del efecto potencial en bombas, que

demuestran que es posible hacer un estudio mediante armónicos para ver ese efecto, pueden verse en [Rodríguez et al., 2007](#). Deben relacionarse las fluctuaciones de presión en el vano con la posición global de todos los álabes, lo que se hace a través de definir un ángulo de giro, θ , a partir de una referencia fija (ver detalles en [Fontanals 2012](#)). Si mediante CFD se obtiene la suma de los dos efectos, la identificación de las frecuencias relacionadas con el efecto potencial y su comparación con la señal experimental de presión permitiría "aislar" el efecto de la turbulencia sobre la fluctuación de presiones, debido a que la presión circunferencial, p_k , está compuesta de un número discreto de fluctuaciones parciales, consistiendo cada una de ellas en una onda que se propaga en dirección circunferencial, ver [Figura 6](#). Esto puede ser útil ya que es posible medir frecuencias de turbulencia experimentalmente en TMH (e.g. ver [Escaler 2006](#)) y poder obtener correlaciones útiles de cara a calibración de modelos para turbulencia.

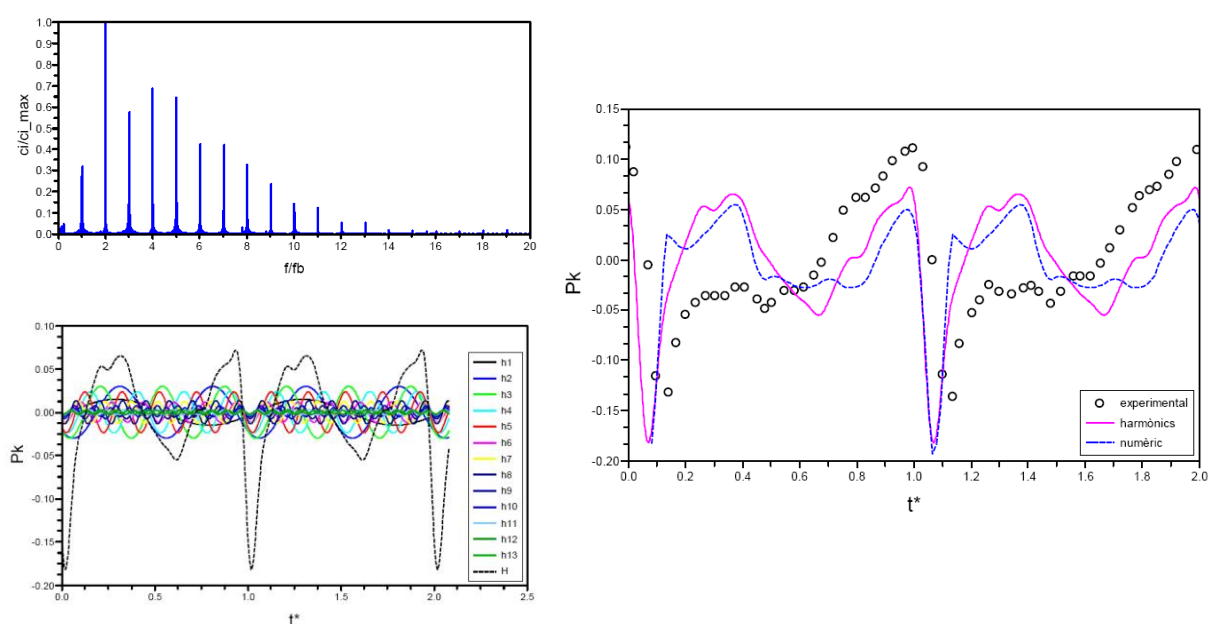


Figura 6: Izq. arriba: frecuencias representativas de la fluctuación de presión en el punto **r1c1**, Izq. abajo: armónicos de la fluctuación de presión en el punto **r1c1**, $\theta=65^\circ$. Derecha: fluctuación de presión en el punto **r1c1**, $\theta=65^\circ$. Nomenclatura: $(C_f/C_{i,max})$, magnitud coef. Fourier, relativo a magnitud del máximo valor del coef. de Fourier; (f/f_b) , frecuencia normalizada; f_b , frecuencia de paso de álabes $5 \times 34,43 \text{ Hz}$; p_k , presión circunferencial, h_i : presión circunferencial "parcial", $H, \sum h_i$, harmonics, es idéntico a H, numèric: CFD

Mediante CFD es posible obtener la onda de presión y después, mediante la aplicación de la Transformada Rápida de Fourier (FFT), descomponerla en sus diferentes armónicos. Para determinar las frecuencias características de la fluctuación de presión se ha realizado la FFT a los datos de presión estática de los puntos **r1c1**, **r1c3**, **r2c3** y **r3c3**. En el presente trabajo se discuten los valores para el punto **r1c1** para modelos EVM/RSM y SAS, (ver detalles completos en [Fontanals 2012](#)), resultando que la presión varía con la frecuencia de paso de los álabes del rotor, Z_v , y de sus armónicos. En el punto **r1c1** el valor más representativo corresponde al segundo armónico, presentando el mismo comportamiento que los valores experimentales de [Tsukamoto et al., 1995](#). En la [Figura 6](#) se muestra la comparativa entre las dos señales, pudiendo deducirse que en condiciones de diseño el efecto potencial es el preponderante. Se compararon los resultados para todos los modelos de turbulencia utilizados. Se observó que los resultados obtenidos muestran que los modelos **r-k- ϵ** , SST **k- ω** y RSM, presentan un buen comportamiento en la descripción física de los flujos

complejos que se presentan en el rotor y el difusor de la bomba debido al efecto RSI, ya que los valores de la fluctuación de presión instantánea presentan un comportamiento periódico después de una vuelta del rotor y en estos casos, el dominio de frecuencias recoge de forma precisa las frecuencias características del fenómeno RSI (ver más detalles en Fontanals 2012 y Guardo et al, 2013). El modelo RSM tiene como defecto la gran necesidad de recursos informáticos necesarios para su utilización, presentando resultados muy similares al modelo $r-k-\varepsilon$, que precisa muchos menos recursos. Debido a la mejora en la predicción de la fluctuación de la presión respecto de los EVM, los resultados obtenidos con SAS deberían mostrar un ajuste similar de las frecuencias observadas experimentalmente para condiciones de trabajo fuera del punto de diseño.

Tabla 1 Dominio de frecuencias (Hz) de las fluctuaciones de presión (para notación de modelos turbulentos indicados en la tabla ver el principio de este parágrafo)

Frecuencias Experimentales (Hz)		$1Z_iN$ 172	$2Z_iN$ 344	$3Z_iN$ 517	$4Z_iN$ 689	$5Z_iN$ 861
Modelo de turbulencia	Punto presión					
SAS	<i>r1c1</i>	177	354	531	708	885
S-A	<i>r1c1</i>	171	343	518	689	861
(s-k- ε)	<i>r1c1</i>	171	346	517	689	860
(r-k- ε)	<i>r1c1</i>	172	343	518	689	861
(RNG k- ε)	<i>r1c1</i>	171	343	517	689	861
(s-k- ω)	<i>r1c1</i>	160/188	327	516	688	861
(SST k- ω)	<i>r1c1</i>	-	343	515	689	862
(RSM)	<i>r1c1</i>	171	343	517	689	861

En la Tabla 1 se muestran los resultados obtenidos para la frecuencia de paso de álabes desde el punto de vista del rotor, esto es $f=Z_b \times f_b$, en donde $Z_b=5$ y f_b , es la frecuencia base que se computa a partir de las rpm a las que gira el rotor. En esta tabla se muestran para comparación los resultados previos obtenidos en Guardo et al, 2013, para toda una serie de modelos RANS+EVM y RANS+RSM y los obtenidos mediante SAS en el presente estudio, todos para la posición *r1c1*. Pese a que los resultados SAS se indican como preliminares, el comportamiento del modelo es prometedor también para estos ajustes de los valores de las frecuencias, aunque dando valores por exceso de los experimentales. Este hecho es aún motivo de revisión, pudiendo deberse a que se ha tomado un número insuficiente de ciclos al aplicar la transformada rápida de Fourier FFT a la señal de presiones temporal. También debe evaluarse la intensidad de cada una de las frecuencias que aparecen, lo que es motivo de futuros trabajos.

3 MODELADO NUMÉRICO BOMBA EN CONDICION FUERA DE DISEÑO

Una de las tendencias actuales en el diseño de bombas rotodinámicas es hacer su funcionamiento más "elástico", en el sentido de que se pretende ampliar la zona de máximo rendimiento de la máquina, lo que junto a una operación de la misma mediante regulación de su velocidad de giro para cambiar sus condiciones de trabajo en lugar de variar las pérdidas de carga de la instalación, darían prestaciones mucho más eficientes en términos energéticos y de vida de la máquina. El trabajo previo de validación de CFD a través de comparación contra

datos experimentales es un primer paso en la consecución de modelos robustos para el diseño de estas máquinas.

Muchos autores han estudiado el funcionamiento de bombas radiales en condiciones fuera de diseño; e.g. Egusquiza, 2003, muestra que cuando éstas trabajan a cargas muy bajas (altos caudales) el flujo es completamente tridimensional y puede generar vorticidad longitudinal. A caudales por debajo del de diseño, llega un momento en que el flujo que entra en la bomba no es capaz de llenar todos los canales de rotor, generando flujos inversos en la entrada y salida del rotor. En todos los casos en condiciones fuera de diseño, el flujo no sigue la geometría de la máquina produciéndose crecimiento y/o desprendimiento de CL que conlleva recirculación del flujo. Los efectos transitorios se magnifican y considerar que la CL en todo el recorrido del álabe tiene un perfil logarítmico de velocidades para rangos de y^+ entre $50 < y^+ < 200$ pasa a ser una suposición “fuerte”.

Esto conduce al hecho de que el uso de funciones de pared comunes (Standad Wall Functions, SWF) o que tengan en cuenta gradientes adversos de presión suaves ($SWF + \partial p / \partial x_i > 0$), con el objeto de ahorrar recursos computacionales se vuelva en contra de la exactitud de la simulación. En el caso de desprendimiento de CL, en donde los efectos transitorios se magnifican, hace que la mayoría de los modelos EVM empiecen a tener serias dificultades. La solución a través de mallas más densas y modelado turbulento más sofisticado (tipo DES o LES) no es aún una opción clara para simulaciones industriales (Coussirat 2003). El modelado SAS podría ser una alternativa, en función de los resultados obtenidos para condiciones de diseño, pues los costos en términos computacionales son inferiores incluso a los de RSM. Pese a esto, es interesante el análisis mediante los modelos de tipo EVM ya utilizados en condiciones de diseño como una primera aproximación al problema de la simulación en condiciones fuera de diseño.

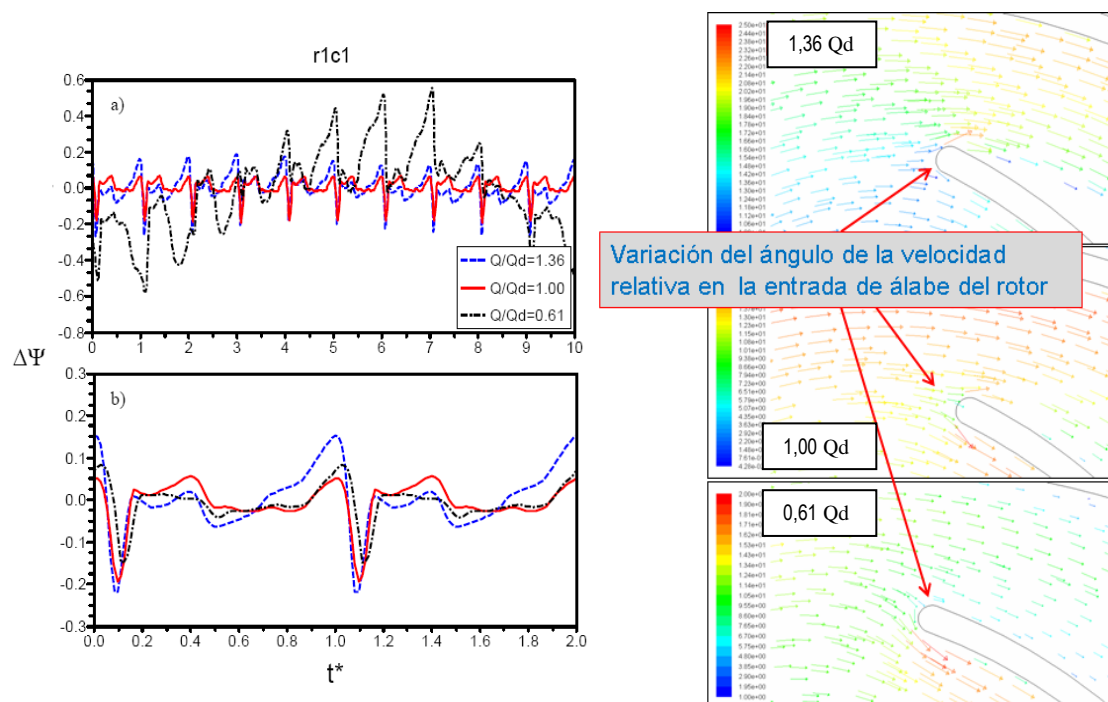


Figura 7: Comparativa de resultados CFD para tres condiciones de trabajo $Q/Q_d = 0.61$, 1.00 y 1.36 . Izq.: fluctuaciones de presión en el punto $r1c1$ a) varios ciclos, b) promediadas para un ciclo. Der.: Variación del ángulo de entrada de la velocidad al ingresar al rotor.

Por tanto, se presentarán resultados obtenidos mediante CFD usando RANS+EVM para condiciones de trabajo fuera del punto de diseño, a efectos de comparar los campos de velocidades y presiones con respecto al punto de diseño. Pese a que los resultados son sólo cualitativos, pues no hay bases de datos que permitan su contraste, según lo ya reseñado, su observación permitiría una cierta capacidad de análisis crítico, en cuanto a la caracterización del flujo en el interior de la máquina. El hecho de aproximar mediante CFD bastante bien la curva característica experimental de la bomba (ver Figura 1) refuerza esta hipótesis. Se discutirán los resultados obtenidos para valores de 0,61 y 1,36 del caudal de diseño. En la Figura 7, izquierda, se muestran resultados comparativos de cómo fluctúan las presiones en el vano, para distintos caudales. También se observa que para condiciones fuera de diseño, cuando se analizan varios ciclos aparecen fluctuaciones moduladas por otras frecuencias, que se atribuyen a los efectos de bloqueo/desbloqueo del flujo y variaciones de espesores de CL, los que se discutirán luego. En la Figura 7, derecha se ve como el flujo ingresa al rotor con diferentes ángulos respecto de la condición de diseño, lo que hace que aparezcan estos efectos no estacionarios. En la Figura 8 se muestran comparativas de resultados obtenidos mediante CFD para el campo del flujo del difusor. Pueden verse claramente los cambios que se producen en la CL cuando se cambian las condiciones de trabajo de la máquina respecto de las de diseño. Como una aplicación práctica de la CFD para análisis del flujo en el interior de TMH, se muestran resultados de ciclos de bloqueo/desbloqueo debidos a la RSI en la bomba a bajos caudales y el crecimiento de CL para altos caudales. Para $Q/Q_d=0.61$, el flujo en el rotor y en el difusor tiene un comportamiento alejado del flujo ordenado y sin separación de CL observado para condiciones de diseño, i.e., $Q/Q_d=1$.

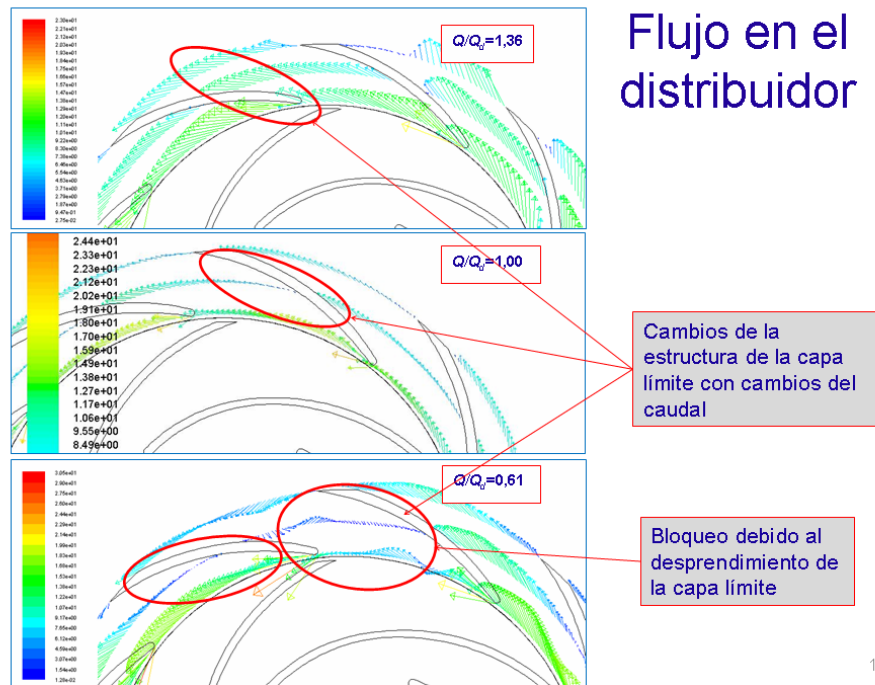


Figura 8: Comparativa de resultados CFD para tres condiciones de trabajo $Q/Q_d=0,61$, $1,00$ y $1,36$. Variación de la estructura de la capa límite (CL) en el difusor de la bomba.

El patrón de flujo es aquí distinto en los diferentes vanos del rotor y del difusor. El cambio del ángulo de ataque del flujo a la entrada del rotor provoca el aumento de velocidad en la cara de succión de los álabes, con un crecimiento de la CL en su cara de presión, lo que

provoca a su vez la aparición en los vanos de un vórtice que gira en sentido contrario al giro del rotor, disminuyendo así el flujo en el canal del rotor.

En el distribuidor el crecimiento de la CL en la cara de succión de la directriz, provoca la generación de un vórtice que hace disminuir el flujo en el canal hasta producir el estancamiento del flujo. Este proceso de estancamiento del flujo o bloqueo se produce simultáneamente cada dos canales del distribuidor y en el proceso se muestra que cuando un canal comienza a disminuir el flujo hasta bloquearse, en el canal adyacente el flujo comienza a aumentar hasta el desbloqueo y es cuando se produce el caudal máximo en el canal. Este proceso provoca que un canal del difusor presente alternativamente un comportamiento de flujo desbloqueado hasta un flujo bloqueado. Este fenómeno de bloqueo y desbloqueo del canal del difusor se produce de manera cíclica en cada vuelta del rotor y genera una rotación del estancamiento desde un canal al siguiente, tal como se muestra en la [Figura 9](#). Este análisis mediante CFD resulta de mucha utilidad ya que pueden realizarse animaciones del flujo que permiten visualizar con gran detalle su estructura y su comportamiento de cara a la optimización de diseños de turbobombas.

Este fenómeno de bloqueo/desbloqueo posiblemente se deba a que el distribuidor tiene un número de vanos pares, $Z_v=8$, y el rotor tiene un número de vanos diferente, $Z_b=5$, que provoca desequilibrios en las fuerzas que actúan sobre el estancamiento que provocan su rotación y una variación en la fluctuaciones de presión en el difusor. El efecto potencial aquí juega un papel importante y ya sólo observando ese efecto pueden predecirse ciclos de “bloqueo” en álabes que giran en un sentido o en otro según las distintas combinaciones de álabes del rotor y del difusor, ver detalles en [Rodríguez et al., 2007](#).

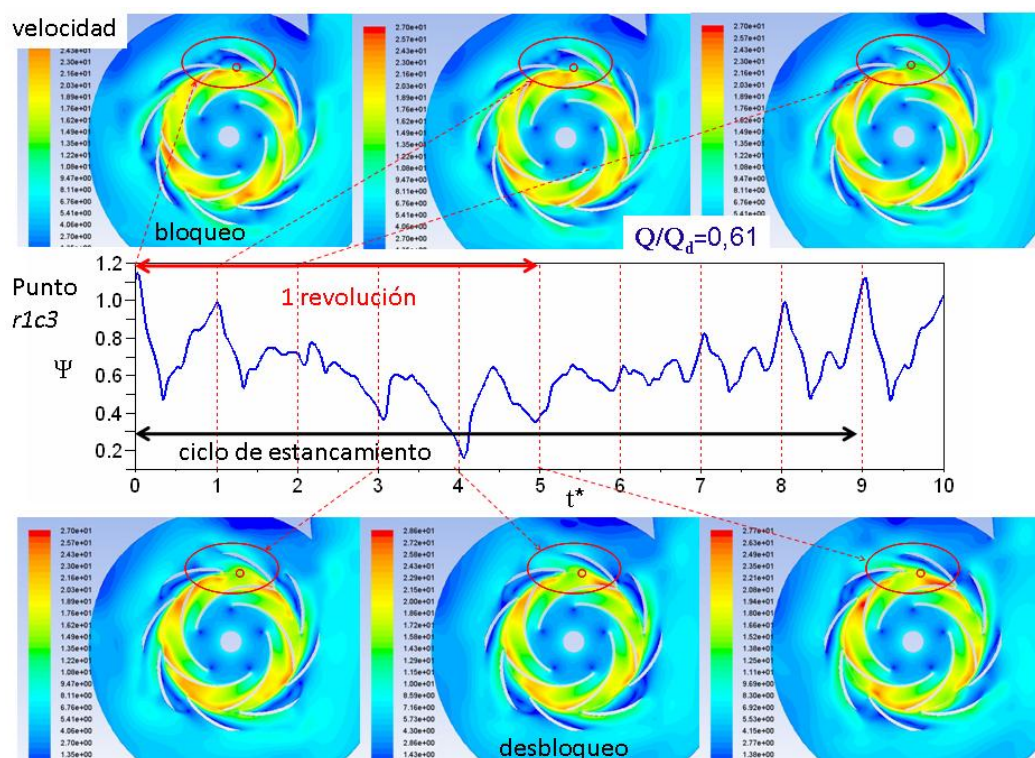


Figura 9: Resultados CFD para las fluctuaciones de presión en el punto *r1c3* para $Q/Q_d=0,61$. En la secuencia se muestra el ciclo de estancamiento en el difusor (estator) junto con el patrón de velocidades del flujo en esas condiciones obtenidos también mediante CFD.

Cuando el álabe del rotor pasa delante de la directriz del difusor, se produce la fluctuación de presión en el difusor y ésta presenta su valor máximo cuando el canal presenta el estancamiento del bloqueo, $t^*=0$ y cuando el flujo en el canal es máximo y está desbloqueado, $t^*\approx 5$. Cuando la bomba trabaja con sobrecarga, $Q/Q_d=1.36$, el cambio del ángulo de ataque produce un gran incremento de velocidades relativas en la segunda mitad de la cara de succión del álabe del rotor. Este hecho provoca un incremento notable de la capa límite en la cara de presión del alabe que genera la aparición de un vórtice en la primera mitad del álabe, ver Figura 10.

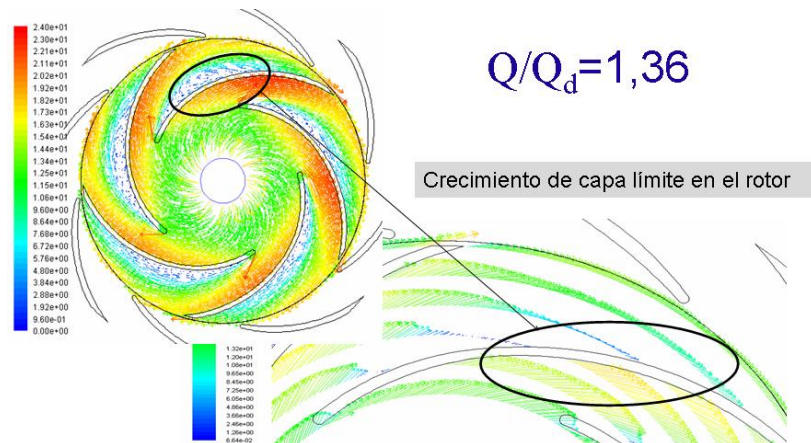


Figura 10: Resultados CFD para el campo de velocidades a caudales por encima del de diseño y para una cierta posición del rotor respecto del difusor. $Q/Q_d=1,361$. Se indica en la figura de la derecha un zoom de la zona marcada en negro de la figura de la izquierda, mostrando el crecimiento de la capa límite

Los valores de las velocidades y el espesor de capa límite no son las mismas en todos los canales del rotor, dependiendo éstas de la posición relativa del vano dentro de la bomba. Esto hace que las estelas que surgen de los álabes del rotor tengan una configuración diferente a la de las condiciones de diseño, siendo en este caso muchos más anchas. Al tener más espesor, su interacción con los álabes del difusor será completamente diferente y no será siempre la misma debido a las diferencias entre canales, generando nuevamente efectos cíclicos.

4 CONCLUSIONES

Se ha determinado con la ayuda de CFD el comportamiento de una bomba centrífuga con alta carga de álabes (bajo número de revoluciones específicas, n_q , esto es, una máquina radial) tanto en condiciones de diseño como fuera de diseño.

En condiciones de diseño se ha utilizado un modelo de tipo SAS que recoge efectos de escala de vórtices energéticos. Los resultados obtenidos con SAS ajustan mejor los datos experimentales que en trabajos previos en donde se utilizó la opción EVM/RSM. En su momento se observó que no hay diferencias apreciables entre la opción EVM y RSM, comparando sólo las presiones, ya que no se posee información sobre campo de velocidades, que es donde RSM podría mostrar alguna mejora de resultados. Se modeló adecuadamente el efecto RSI, que provoca fluctuaciones de presión en los canales del difusor. Se mejora las predicciones respecto de las realizadas con EVM/RSM de los valores máximos y mínimos de presión, y también se ajusta mejor el aspecto general de la curva de fluctuación de presiones que muestran los experimentos. Se observó que esta fluctuación es máxima cuando un álabe y

una directriz están alineados y que el mínimo está relacionado con la estela proveniente de los álabes del rotor.

Se han determinado mediante FFT las frecuencias características de la fluctuación de presión en el difusor calculada mediante CFD con SAS, obteniéndose sus armónicos. Los valores calculados muestran un exceso en los valores de frecuencia respecto de los experimentos y a los obtenidos mediante EVM/RSM. Aunque pueden calificarse estos resultados preliminares como prometedores, su revisión más exhaustiva es necesaria para asegurar una completa validación del modelo.

El estudio mediante CFD de la bomba ha permitido conocer las características del flujo que se produce en su interior debido a la RSI en condiciones de diseño y de fuera de diseño. El haber validado el modelado en condiciones de diseño y el conocer que se espera de los distintos modelos (EVM/RSM/SAS) para trabajo en diseño, permite, aunque con cierta cautela, cuando se está en condiciones fuera de diseño, (aparecen gradientes adversos de presión modificando la estructura de la CL), proponer mejoras en el diseño a partir de los resultados obtenidos mediante CFD. Estudios con modelos de CL más sofisticados (e.g. modelos que incluyan efectos de transición y otro tipo de perturbaciones) son motivo de trabajos futuros.

También son necesarias validaciones tanto en condiciones de diseño como fuera de diseño incluyendo modelado CFD y comparación contra datos experimentales para campos de velocidades, aunque al presente, experimentos que incluyan campos de velocidades y geometría detallada de la bomba son difíciles de obtener en la literatura disponible.

Como conclusión general, SAS mejora los resultados EVM/RSM usando mallas del mismo tamaño, permitiendo simulaciones de flujo altamente no estacionarios en TMH con ahorro de CPU, respecto de opciones tipo DES/LES que implican mallas de cálculo más finas.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a la Escola Universitaria d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona – Consorci Escola Industrial de Barcelona por el apoyo económico brindado. Además, los autores agradecen los fondos obtenidos del Ministerio de Economía y Competitividad de España (DPI2012-36264) y del Ministerio de Ciencia y Tecnología de Argentina (Proyecto PRH-PME-38, PICT 254) para el desarrollo del estudio.

REFERENCIAS

- Akhras, A., El Hajem, M., Morel, R., Champagne, J. "Internal flow investigation of a centrifugal pump at design point". *Journal of Visualization*, Vol. 4, No. 1, p. 91-98, 2001.
- Ansys-Fluent. *Users Manual* Ansys-Fluent 14, 2013.
- Ardnt, Acosta, Brennen, Caughey. "Rotor-Stator Interaction in a Diffuser Pump", *Journal of Turbomachinery*, 111 (3):213-221, 1989.
- Coussirat, M. "Theoretical/Numeric Study of flows with strong Streamlines Curvature", *PhD. Thesis UPC*, Barcelona, 2003.
- Coussirat, M, Fontanals A, Guardo A, "CFD Study of the rotor-stator interaction in a centrifugal pump with diffuser". *Anales AFA*, 23:34-38, 2012
- Dring, Joslyn, Hardin, Wagner. "Turbine Rotor-Stator Interaction", *J. Eng. for Power*, 104:729-742, 1982.

- Egusquiza, E. “*Comportament dinàmic de màquines hidràuliques*”. Edicions UPC, 2003.
- Feng J. Benra F, Dohmen H. “Investigation of periodically unsteady flow in a radial pump by CFD simulations and LDV measurements”. *Journal of Turbomachinery*, 133, 2011.
- Escaler X, Egusquiza E, Farhat M, Avellan F, Coussirat M, “*Detection of cavitation in hydraulic turbines*”, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20, 983–1007, 2006.
- Fontanals A., “Caracterització del flux a causa de la interacció rotor-estator en turbomàquines mitjançant CFD”, *PhD Thesis*, Universitat Politècnica Catalunya, Barcelona, España, 2012
- Gonzalez, J., Santolaria, C., Blanco, E., Fernandez, J. “Numerical simulation of the dynamics effects due to the impeller-volute interaction in a centrifugal pump”. *Journal of Fluids Engineering*, vol. 124, pp 348-355. 2002.
- Guardo A, Fontanals A, Coussirat M. “Estudio numerico de la interaccion rotor estator en el difusor de una bomba”. ENIEF 2013.
- Launder, Spalding. “Lectures in mathematical models of turbulence”, *Academic Press*, England, 1972.
- Launder, Reece, Rodi. “Progress in the development of a Reynolds stress turbulence closure”, *J. Fluid Mechanics*, 68: 537-566, 1975.
- Menter, F. “Two equations eddy-viscosity turbulence models for engineering applications”, *AIAA Journal*, 32(8):1598-1605, 1994.
- Menter, F.R., Egorov, Y.: A scale-adaptive simulation model using two-equation models. AIAA Paper 2005-1095, Reno/NV, 2005.
- Menter F, Egorov Y, "The Scale-Adaptive Simulation Method for Unsteady Turbulent Flow Predictions. Part 1: Theory and Model Description", *Flow Turbulence Combust.*, 85:113–138, 2010
- Pedersen, N., Larsen, P., Jacobsen, C. “Flow in centrifugal pump impeller at design and off-design conditions- Part I: Particle Image Velocimetry (PIV) and Laser Doppler Velocimetry (LDV) measurements”. *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 125, 2003.
- Shih, T., Liou, W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J. A new k-epsilon eddy viscosity model for high Re turbulent flow – Model development and validation, *Computer Fluids*, 24 (3):227-238, 1995.
- Spalart, Allmaras. “A one equation turbulence model for aerodynamic flow”, *La Recherche Aéropatiale* 1:5-21, 1994.
- Rodriguez C., Egusquiza E., Santos I. “Frequencies in the Vibration Induced by the Rotor Stator Interaction in a Centrifugal Pump Turbine”, *Journal of Fluids Engineering*, 129:1428-1435, 2007.
- Tsukamoto, H., Uno, M., Hamafuku, N., Okamura, T. “Pressure fluctuations downstream of a diffuser pump impeller”. *The 2nd Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference*, Forum of unsteady flow, FED 216:133-138, 1995.
- Ubaldi, M., Zunino, P., Barigozzi, G., Cattanei, A. “An Experimental Investigation of Stator Induced Unsteadiness on Centrifugal Impeller Outflow”, *ASME Journal of Turbomachinery*, vol.118, pp.41-54, 1996.
- Wang, H., Tsukamoto, H. “Fundamental analysis on rotor-stator interaction in a diffuser pump by vortex method”. *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 123, pp. 737-747, december 2001.
- White, “*Mecánica de Fluidos*”, 5ta Edic., McGrawHill, 2004
- Wilcox. *Turbulence modeling for CFD*. 2nd edition, DCW Industries Inc., California, 1998.
- Yakhot, Orszag. “Renormalization group analysis of turbulence: I Basic theory”, *J. of Scientific Computing*, 1 (1):3-51, 1986.